



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**  
**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO**  
**INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## **PÁSOVÝ ŠIKMÝ DOPRAVNÍK KAMENIVA**

INCLINED BELT CONVEYOR OF AGGREGATES

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

BACHELOR'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**PETR ŠVÁSTA**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.**

BRNO 2011



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2010/2011

## **ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

student(ka): Petr Švásta

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

### **Pásový šikmý dopravník kameniva**

v anglickém jazyce:

### **Inclined belt conveyor of aggregates**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proved'te konstrukční návrh samonosného šikmého pásového dopravníku,

Hlavní technické parametry:

dopravní výkon: 150.000 kg/hod

dopravní výška: do 3 m

dopravní délka (rozteč mezi osami bubnů: 10 m

dopravovaný materiál: drobné kamenivo

max. zrnitost 150mm

Cíle bakalářské práce:

Proved'te funkční výpočet, určení hlavních rozměrů a návrh pohonu, zjednodušený pevnostní výpočet nosné konstrukce a dalších částí dle pokynů vedoucího BP.

Nakreslete: celkovou sestavu dopravníku, podsestavu pohonného systému a napínacího zařízení.

Seznam odborné literatury:

1. Ondráček, E., Vrbka, J., Janíček, P. : Mechanika těles - pružnost a pevnost II VUT Brno, 1988
2. Janíček P., Ondráček E., Vrbka J.: Pružnost a pevnost, VUT Brno, 1992
3. Gajdůšek, J., Škopán, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skript VUT Brno 1988

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 22.11.2010

L.S.

---

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.  
Ředitel ústavu

---

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.  
Děkan fakulty

**Anotace:**

Cílem bakalářské práce je návrh šikmého pásového dopravníku pro přepravu kameniva o zrnitosti do 150 mm. Funkční výpočet je zhotoven podle normy ČSN ISO 5048 Pásové dopravníky s nosnými válečky. Zpráva obsahuje stručný popis funkce, použití i konstrukce dopravníku a jeho částí. Na základě zadaných rozměrů je zpracován funkční výpočet transportéru, zjednodušený návrh konstrukce a napínacího zařízení dopravníku. K práci jsou připojeny výkresy napínacího zařízení a sestavy dopravníku.

**Klíčová slova:**

Pásový dopravník, kamenivo, funkční výpočet, nosné válečky, stolice, dopravní pás, napínací zařízení

**Abstract:**

The aim of this work is the proposal inclined conveyor belt for transporting the aggregate maximum grain size up to 150mm. Functional calculation is made according to ISO 5048 Belt conveyor supporting rollers. The report contains a brief description of the function, use and design of the conveyor and its affiliates. On the basis of specified dimensions is processed transporter function calculation, a simplified design and conveyor tensioning devices. The work is accompanied by drawings stretching equipment and conveyor assemblies.

**Keywords:**

Belt conveyor, aggregate, performance calculation, bearing rollers, mill, conveyor belt tensioner

### **Bibliografická citace mé práce:**

ŠVÁSTA, P. *Pásový šikmý dopravník kameniva*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 39 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc..

### **Prohlášení:**

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci Pásový šikmý dopravník kameniva vypracoval samostatně, s využitím rad vedoucího práce pana doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. a pomocí podkladů uvedených v seznamu použitých zdrojů.

V Brně dně 26.5.2011

.....  
Petr Švásta

### **Poděkování:**

Děkuji všem za užitečné rady, které vedly ke zdárnému dokončení mé závěrečné bakalářské práce. Zejména děkuji vedoucímu mé práce panu doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. za potřebné rady, typy, věcné námitky i vstřícnost. Zároveň bych chtěl poděkovat své rodině za podporu při studiu.



## Obsah:

1	Úvod .....	10
1.1	Rozdělení pásových dopravníků .....	11
2	Koncepce řešení.....	11
2.1	Dopravní pás .....	12
2.2	Válečky .....	13
2.3	Válečkové stolice.....	13
2.4	Bubny .....	14
2.5	Čistič pásu .....	14
2.6	Napínací zařízení .....	15
3	Funkční výpočet.....	16
3.1	Volba dopravního pásu.....	16
3.1.1	Volba jmenovité dopravní rychlosti .....	16
3.1.2	Určení šířky pásu B.....	17
3.1.3	Volba válečků.....	20
3.1.4	Volba válečkových stolic .....	22
3.2	Pohybové odpory pásového dopravníku .....	24
3.2.1	Hlavní odpory, $F_h$ .....	24
3.2.2	Vedlejší odpory, $F_N$ .....	25
3.2.3	Přídavné vedlejší odpory .....	25
3.2.4	Odpor k překonání dopravní výšky, $F_{St}$ .....	26
3.3	Hnací síly a potřebný výkon .....	26
3.4	Návrh pohonu .....	26
3.5	Síly v pásu .....	27
3.6	Pevnostní výpočet napínáku .....	28
3.6.1	Kontrola šroubu na vzpěr .....	29
3.6.2	Tlak v závitech .....	30
3.6.3	Pevnostní kontrola dopravního pásu.....	31
3.7	Pevnostní výpočet nosné konstrukce .....	31
4	Závěr.....	34
5	Seznam použitých zdrojů.....	35
6	Seznam použitých symbolů .....	36
7	Seznam příloh .....	39

# 1 Úvod

Pásový dopravník slouží pro kontinuální přepravu sypkého materiálu nebo kusového zboží ve vodorovném či mírně šikmém směru a je nejrozšířenější dopravní prostředek. Dopravní pás je nosný a zároveň i tažný prvek pro přepravovaný materiál. Vzhledem k jiným dopravním prostředkům má pásový transportér mnoho výhod, např.: plynulý chod, vysoký dopravní výkon, velmi úsporný a ekonomický provoz, bezhlučnost, jednoduchost údržby, jednoduchost konstrukce a nízká poruchovost. Naproti tomu jsou pásové dopravníky málo universální – každý dopravník je navrhován a konstruován pro konkrétní použití.

Díky svým vlastnostem jsou pásové dopravníky rozšířené v různých průmyslových odvětvích, nejvýznamněji však při těžbě v povrchových a hlubinných dolech.



Obr. 1

## 1.1 Rozdělení pásových dopravníků

### Podle dopravního pásu

- dopravníky s gumovým nebo PVC pásem
- dopravníky s ocelovým pásem
- dopravníky s celogumovým pásem
- dopravníky s pásem z drátěného pletiva

### Podle tvaru dopravníku

- vodorovné
- konvexní (přechod dopravníku ze šikmého směru na vodorovný)
- konkávní (přechod dopravníku z vodorovného směru na šikmý)
- kombinované (kombinace výše uvedených)

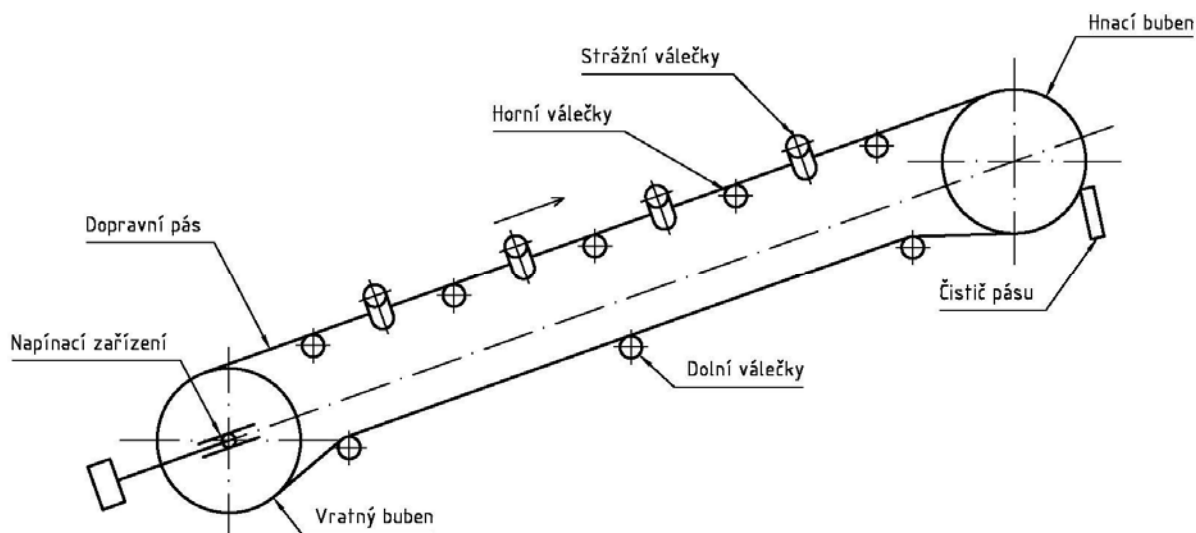
### Podle provedení nosné konstrukce

- stabilní
- pojízdné a přenosné
- přestavitelné
- Konstrukce dopravníku s gumovým pásem

## 2 Koncepce řešení

Pásový dopravník se skládá z více částí. Mnou navrhovaný dopravník bude dopravovat kamenivo do maximální zrnitosti 150 mm do vzdálenosti 10 m a výšky 3 m. Nosná větev dopravníku se skládá z válečkových stolic, každá válečková stolice má dva válečky, které jsou skloněné o 20° vůči horizontální rovině. Spodní (vratná) větev je tvořena rovnými válečkovými stolicemi, ve kterých jsou diskové válečky. V spodní části dopravníku je vratný napínací buben, který je připevněn k napínacímu zařízení. V horní části dopravníku je elektrický hnací buben, na jeho čelo se cca 20° pod osu dopravníku umísťuje čistící stěrač. Celou konstrukci pak obíhá dopravní pás, který je zpravidla normalizovaný.

Koncepce pásového dopravníku je naznačena na následujícím obrázku.



Obr. 2

## 2.1 Dopravní pás

Dopravní pás je nosný a zároveň unášecí prvek dopravníku. Skládá se z nosné kostry, ochranných gumových okrajů, horní a dolní krycí vrstvy a případně i z nárazníku.



Obr. 3 zdroj [6]

**Kostra** – slouží k přenosu tahových sil z hnacího bubnu na dopravní pás. Je tvořena textilními vložkami z bavlny nebo polyamidu (či jejich kombinace). Jednotlivé vložky jsou vzájemně spojeny vrstvou měkké pryže. Podle typu použitého materiálu kostry rozlišujeme pásy na pásy s textilní či ocelovou kosterou. Podle počtu vložek pak pásy rozdělujeme na jednosložkové a vícesložkové.

**Horní krycí vrstva** – slouží jako ochrana kostry. Tato vrstva přichází do styku s dopravovaným materiálem, proto je širší než krycí vrstva spodní. Dopravní pásy se zpravidla navrhují tak, aby horní krycí vrstva odolala abrazi déle, než dojde

k úplnému přípustnému vytažení pásu. Dle použití pásu může být také horní krycí vrstva profilovaná.

**Dolní krycí vrstva** – má podobný význam jako vrstva horní, ale je tenčí. Dolní krycí vrstva přichází do styku pouze s válečky dopravníku, tudíž tolik nepodléhá opotřebení.

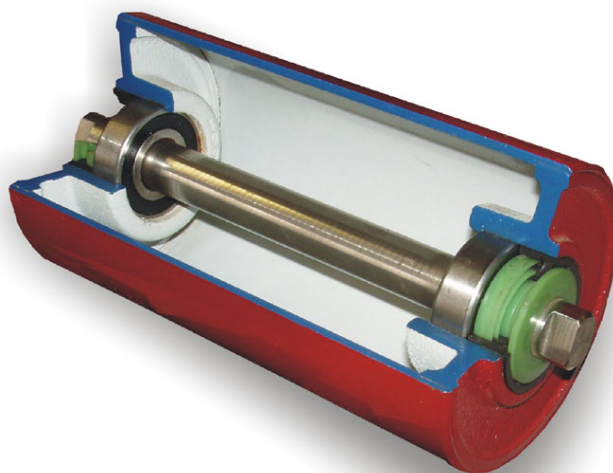
S ohledem na dopravovaný materiál můžeme volit různé druhy dopravních pásů, např.: pásy s chemickou odolností, pásy pro dopravu mastných materiálů, pásy pro použití za vysokých teplot či pásy pro dopravu potravin.

Dopravní pásy se obvykle vyrábějí v normalizovaných šířkách od 400 do 2400mm

## 2.2 Válečky

Válečky jsou jednou z nejdůležitějších součástí pásového transportéru. Slouží k podpírání a vedení dopravního pásu v horní i dolní větvi dopravníku. Válečky jsou usazeny ve válečkových stolicích. Podle uspořádání válečků ve válečkové stoličce se významně mění i průřez náplně pásu. Na válečky jsou kladeny velké konstrukční nároky, protože musí mít co největší trvanlivost i v těžkých provozních podmínkách. Měly by být odolné proti opotřebení, měly by být dobře utěsněné, aby do nich nevnikaly nečistoty či vlhkost a tím se i prodloužila jejich životnost. Válečky by neměly klást velký odpor proti otáčení a měly by být dobře vyvážené.

Válečky se skládají z čel, na která je přivařen skružený plech. Čela jsou osazena kuličkovými ložisky, která jsou chráněna těsněními. Celý váleček obíhá kolem osy. Skladba válečků je zřejmá z následujícího obrázku.



Obr. 4 zdroj [7]

## 2.3 Válečkové stolice

Válečkové stolice jsou jednoduché konstrukce, do kterých se vkládají válečky. Jsou upevněny na nosném rámu dopravníku. Slouží jako podpěry pásu v horní i spodní větvi dopravníku. Uspořádáním válečků ve stolicích lze významně měnit

průřez dopravovaného materiálu na pásu. Proto se v horní větvi dopravníků užívá korýtkových stolic se dvěma a více válečky. Ve spodní vratné větvi dopravníku pás neunáší žádný materiál, proto je vhodné použít jednoválečkovou stolic s čistícími diskovými válečky.

Vzájemná vzdálenost stolic na dopravníku se určuje výpočtem podle přípustného prověšení pásu. Válečkové stolice by měly být jednoduché, lehké a dostatečně tuhé konstrukce.

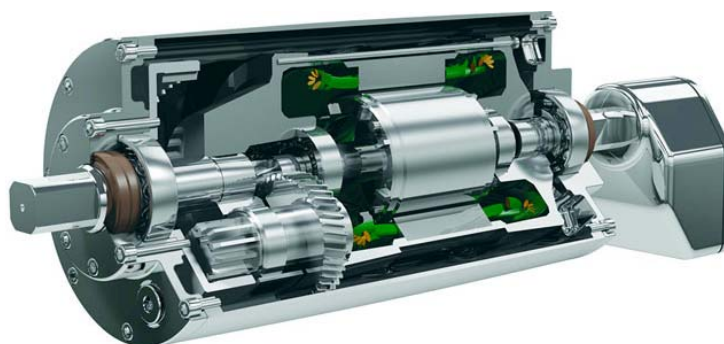


Obr. 5 zdroj [8]

## 2.4 Bubny

Bubny bývají umístěny na koncích dopravníků a slouží k otočení pásu z horní větve do dolní a naopak. Zároveň bubny slouží k přenosu hnacích sil z pohonu na pás a k napínání pásu požadovanou silou. Bubny bývají mírně bombírované či rovné s konickými konci. Bubny bývají obdobné konstrukce jako dopravníkové válečky.

Na přepadávací stranu dopravníku se většinou umísťuje hnací buben, který zabezpečuje přenos hnací síly z pohonu na pás. Pro zvýšení třecího součinitele mezi bubnem a pásem bývá povrch bubnu pogumován. K hnacímu bubnu bývá připojena poháněcí stanice. U dopravníků malých rozměrů se používají elektrobubny, které v sobě mají zabudovaný hnací elektromotor i převodové ústrojí.



Obr. 6 zdroj [9]

Na straně, kde se materiál přivádí, se obvykle dopravník osazuje nepoháněnými bubny. Vratné bubny bývají obvykle menší než bubny hnací.

## 2.5 Čistič pásu



Pásové transportéry často dopravují lepkavý, agresivní či vlhký materiál. V dolní větvi dopravníku běží znečištěná strana pásu po vratných válečkách. Aby nedocházelo k nalepování dopravovaného materiálu na válečky v dolní větvi dopravníku a nadměrnému opotřebení pásu, osazuje se dopravník čistícím zařízením. Většinou jde o jednoduchou plastovou stěrku, která se umísťuje za hnací buben dopravníku.



Obr. 7 zdroj [10]

## 2.6 Napínací zařízení

Napínací zařízení je další nezbytnou součástí dopravníku. Slouží ke správnému napnutí pásu, aby nedocházelo k prokluzu a tím k nadměrnému opotřebení pásu. Podle konstrukce rozlišujeme několik typů napínacích zařízení:

**Tuhá napínací zařízení** – používají se zejména pro krátké dopravníky. Vratný buben je umístěn na saních a změnou jeho polohy se docílí správného napnutí pásu. K posunu bubnu se používají šrouby nebo napínací lana. Správné napnutí pásu se určuje odhadem tak, aby vždy docházelo k úplnému přenosu hnací síly na pás.

**Samočinná napínací zařízení se závažím** – tento typ napínacího zařízení je velmi výhodný, protože zajišťuje konstantní napnutí pásu požadovanou silou bez ohledu na protažení pásu. Používá se u delších dopravníků.

**Samočinná či ručně regulovatelná napínací zařízení** – podle způsobu vyvození napínací síly mohou být tato zařízení pneumatická, elektrická či elektrohydraulická. Jejich výhodou je možnost okamžitého nastavení napínací síly podle potřeby, např. při rozběhu pásu.



Obr. 8 zdroj [11]

Podle potřeby či použití mohou být pásové dopravníky osazeny i dalšími díly, např. bočním vedením, oklepávacími válečky, shrnovačem, krytem, strážními válečky, naváděcími stolicemi, atd.

V mém návrhu jsem všechny díly pásového dopravníku volil s ohledem na aktuální dostupnost v České republice a případně i na jejich cenu.

### 3 Funkční výpočet

Při výpočtu jsem postupoval podle platné normy Pásové dopravníky s nosnými válečky ČSN ISO 5048 [1] a podle kapitoly 8.1.4. ze skript Teorie dopravních a manipulačních zařízení [2].

#### 3.1 Volba dopravního pásu

##### 3.1.1 Volba jmenovité dopravní rychlosti

Jmenovitá dopravní rychlost závisí na dopravovaném materiálu a druhu pásového dopravníku. Dpravovaný materiál je drobné kamenivo, proto volím dle [2] str. 148, tab. 8.3 rychlost  $v = 1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

##### Sklon dopravníku

Dopravní výška  $H = 3 \text{ m}$

Dopravní délka  $L = 10 \text{ m}$

$$\sin \delta = \frac{H}{L}$$

$$\sin \delta = \frac{3}{10}$$

$$\delta = 17,5^\circ$$

(1)



Dle [2] str. 151 tab. 8.5 je maximální sklon transportéru s hladkým pásem  $18^\circ$ , sklon dopravníku vyhovuje.

### 3.1.2 Určení šířky pásu B

#### Teoretický průřez náplně pásu

Dle [2] str. 151, tab. 8.5 volím objemovou sypnou hmotnost  $\rho = 1700 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

$$S_T = \frac{Q}{3600 \cdot \rho \cdot v}$$
$$S_T = \frac{150000}{3600 \cdot 1700 \cdot 1,5} \quad (2)$$
$$S_T = 0,016 \text{ m}^2$$

Dle [2] str. 149, tab. 8.4 by měla být zvolena šířka pásu  $B = 400 \text{ mm}$ . VZ praktických důvodů volím v mém případě šířku pásu  $B = 500 \text{ mm}$ . Výhodou použití širšího pásu je větší univerzálnost navrhovaného dopravníku. Dle [2] se do šířky  $B = 650 \text{ mm}$  pásu používá korýtkový pás se dvěma nosnými válečky.

#### Využitelná ložná šířka pásu

$$b = 0,9 \cdot B - 50$$
$$b = 0,9 \cdot 500 - 50 \quad (3)$$
$$b = 400 \text{ mm}$$

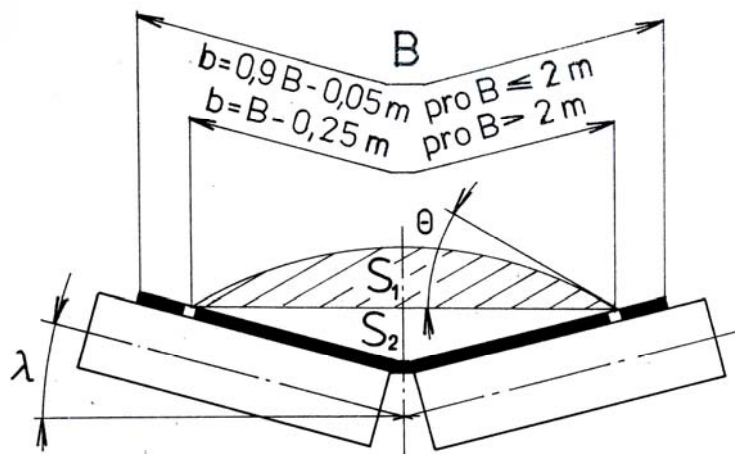
#### Dynamický sypný úhel

Pro dopravovaný materiál volím dle [2] str. 151, tab. 8.5 sypný úhel  $\alpha = 30^\circ$

$$\Theta = 0,75 \cdot \alpha$$
$$\Theta = 0,75 \cdot 30 \quad (4)$$
$$\Theta = 22,5^\circ$$

#### Největší plocha průřezu pásu

Úhel sklonu bočních válečků horní dvouválečkové stolice volím dle [2] str. 149, tab. 8.4  $\lambda = 20^\circ$ .



Obr. 9 zdroj [1]

$$S = S_1 + S_2$$

$$S_1 = (b \cdot \cos \lambda)^2 \cdot \frac{\operatorname{tg} \Theta}{6}$$

$$S_1 = (0,4 \cdot \cos 20)^2 \cdot \frac{\operatorname{tg} 22,5}{6} \quad (5)$$

$$S_1 = 0,01 \, \text{m}^2$$

$$S_2 = \left( \frac{b}{2} \cdot \cos \lambda \right) \cdot \left( \frac{b}{2} \cdot \sin \beta \right)$$

$$S_2 = \left( \frac{0,4}{2} \cdot \cos 20 \right) \cdot \left( \frac{0,4}{2} \cdot \sin 20 \right) \quad (6)$$

$$S_2 = 0,013 \, \text{m}^2$$

$$S = S_1 + S_2$$

$$S = 0,01 + 0,013 \lambda \quad (7)$$

$$S = 0,023 \, \text{m}^2$$

### Součinitel korekce vrchlíku náplně pásu

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 \delta - \cos^2 \Theta}{1 - \cos^2 \Theta}}$$

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 17,5 - \cos^2 22,5}{1 - \cos^2 22,5}} \quad (8)$$

$$k_1 = 0,619$$

### Součinitel sklonu

$$k = 1 - \frac{S_1}{S} \cdot (1 - k_1)$$
$$k = 1 - \frac{0,01}{0,023} \cdot (1 - 0,619) \quad (9)$$
$$k = 0,834$$

### Největší objemový dopravní výkon

$$I_V = S \cdot v \cdot k$$
$$I_V = 0,023 \cdot 1,5 \cdot 0,834 \quad (10)$$
$$I_V = 0,029 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

### Největší hmotnostní dopravní výkon

$$I_m = 3600 \cdot I_V \cdot \rho$$
$$I_m = 3600 \cdot 0,029 \cdot 1700 \quad (11)$$
$$I_m = 177480 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

Navrhnutý největší hmotnostní dopravní výkon  $I_m = 177480 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$  vyhovuje tedy zadanému dopravnímu výkonu  $150000 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ .

### Volba dopravního pásu

Dle [14] volím dopravní pás MATADOR z internetové nabídky firmy STZ SERVIS

Šířka pásu:  $B = 500 \text{ mm}$

Krycí vrstva: A (pro abrazivní materiál s velkou kusovitostí)

Výstužný materiál kostry: EP – vlákna polyester + polyamid

Počet vložek: 2

Dovolené namáhání v tahu:  $\sigma_{dov} = 50 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$

Pevnost v tahu:  $\sigma_t = 500 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$

Hmotnost  $1\text{m}^2$  pásu:  $m_p = 10,92 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2}$

Tloušťka kostry:  $d_k = 3,1 \text{ mm}$

Tloušťka horní krycí vrstvy:  $d_h = 4 \text{ mm}$

Tloušťka dolní krycí vrstvy:  $d_d = 2 \text{ mm}$

Tloušťka pásu  $d = 3,1 + 4 + 2 = 9,1 \text{ mm}$

### Hmotnost $1\text{m}^2$ pásu

$$V_p = 1 \cdot 1 \cdot 0,0091 \quad (12)$$
$$V_p = 0,0091 \text{ m}^3$$

Dle [2000] volím hustotu gumy  $\rho_g = 1200 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

$$m_p = \rho_g \cdot V_p$$

$$m_p = 1200 \cdot 0,0091$$

$$m_p = 10,92 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2}$$

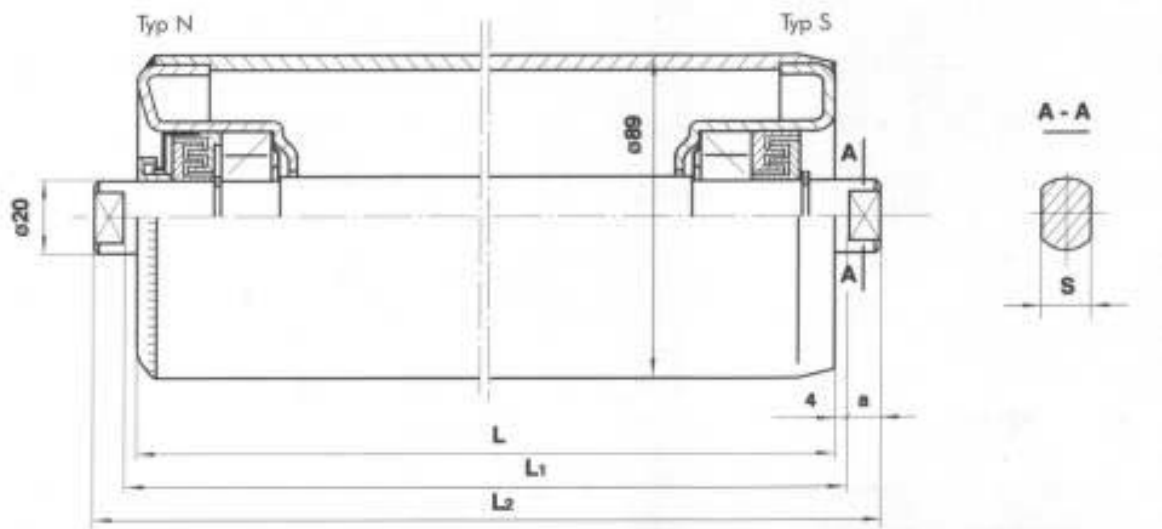
(13)

### 3.1.3 Volba válečků

#### Volba válečků pro horní větev dopravníku

Z internetového katalogu firmy STOMIL CZ s.r.o. [12] volím:

**Váleček hladký F Ø 89 / Ø 20 x 315 – 6204C3**



Obr. 10 zdroj [12]

Délka:  $L_h = 315 \text{ mm}$

Hmotnost rotujících částí:  $m_{Rh} = 3,2 \text{ kg}$

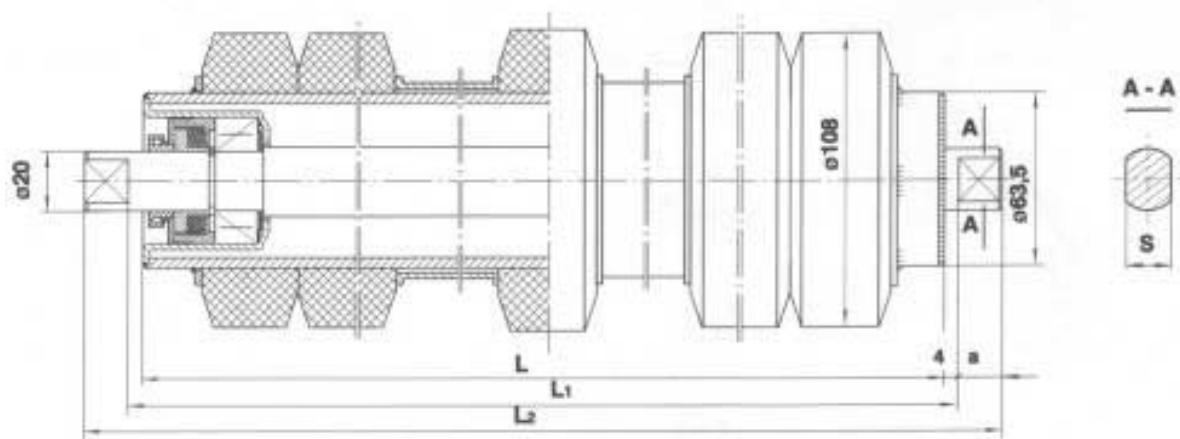
Celková hmotnost:  $m_{Ch} = 3,7 \text{ kg}$

Počet použitých válečků:  $n_h = 18$

#### Volba válečků pro dolní větev dopravníku

Z internetového katalogu firmy STOMIL CZ s.r.o. [12] volím:

**Váleček diskový Ø 108 / Ø 63,5 / Ø 20 x 600 – 6204C3**



Obr. 11 zdroj [12]

Délka:  $L_d = 600 \text{ mm}$

Hmotnost rotujících částí:  $m_{Rd} = 6,9 \text{ kg}$

Celková hmotnost:  $m_{Cd} = 8,7 \text{ kg}$

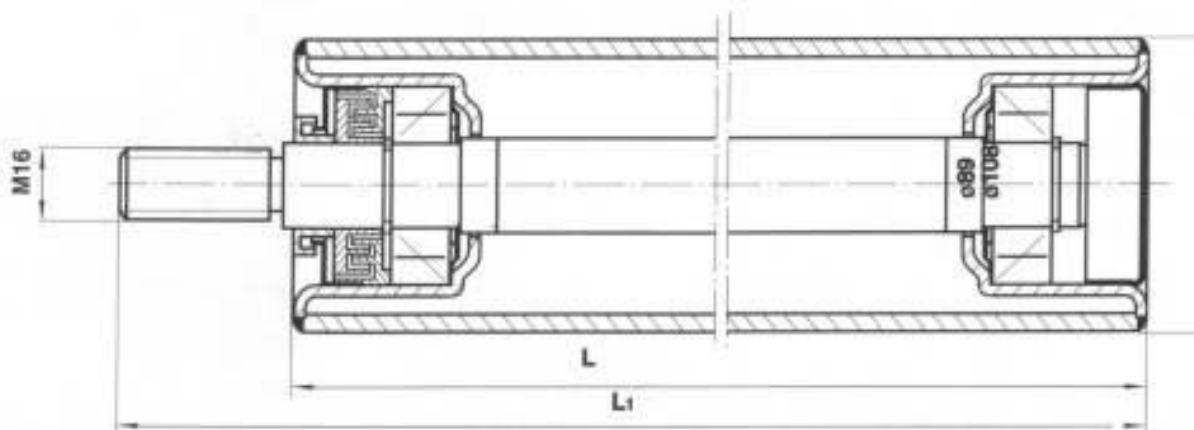
Počet použitých válečků:  $n_d = 4$

#### Volba strážních válečků

S ohledem na [3] bude pásový dopravník osazen strážními válečky. Dle [3] tab. 9.5, str. 105 volím strážní váleček  $\phi 89$ .

Z internetového katalogu firmy STOMIL CZ s.r.o. [12] volím:

**Váleček strážní  $\phi 89 / \phi 20 \times 100 - 6204C3$**



Obr. 12 zdroj [12]

Délka:  $L_s = 100 \text{ mm}$

Hmotnost rotujících částí:  $m_{Rs} = 1,7 \text{ kg}$

Celková hmotnost:  $m_{Cs} = 2,1 \text{ kg}$

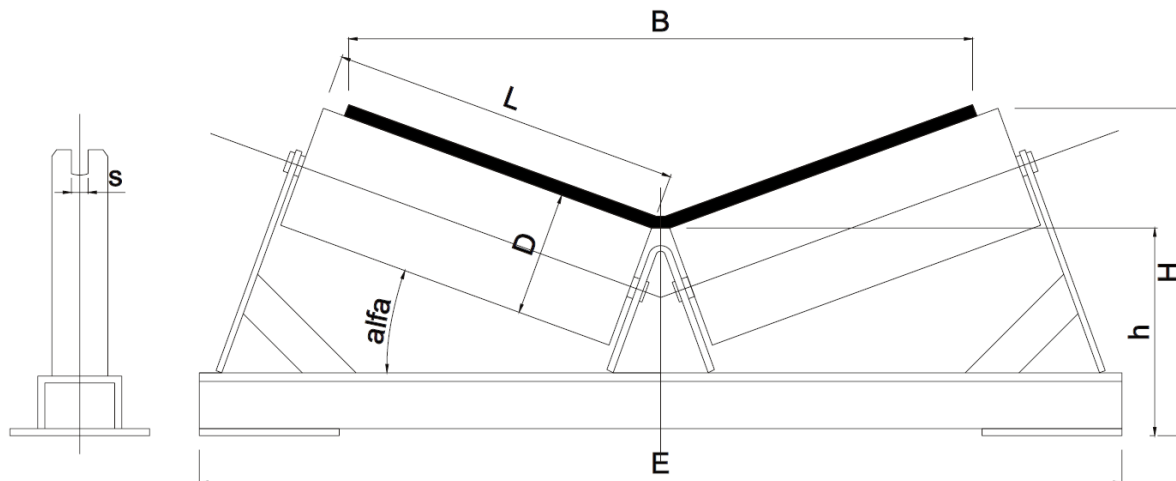
Počet použitých válečků:  $n_s = 16$

### 3.1.4 Volba válečkových stolic

#### Horní větev

Z katalogu [13] firmy AMG – Karel Pícha, s.r.o. volím Pražec horní dvouválečkový

Označení výrobku: **PHD 500/Ø89/20st.**



Obr. 13 zdroj [13]

Šířka pásu:  $B = 500 \text{ mm}$

Výška stolice:  $H_s = 252 \text{ mm}$

Délka válečků:  $L_h = 315 \text{ mm}$

Úhel sklonu válečků:  $\lambda = 20^\circ$

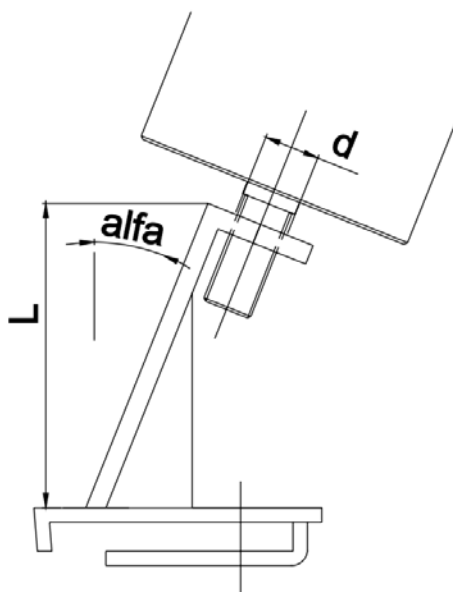
Hmotnost stolice:  $m_s = 5,7 \text{ kg}$

Počet stolic:  $n_{hs} = 9$

Rozteč stolic:  $a_0 = 1 \text{ m}$

Z katalogu [13] firmy AMG – Karel Pícha, s.r.o. volím Držák strážního válečku

Označení výrobku: **DSTRV 16 C**



Obr. 14 zdroj [13]

Šířka pásu:  $B = 500 \text{ mm}$

Výška stolice:  $L_{sv} = 182 \text{ mm}$

Délka válečků:  $L_s = 100 \text{ mm}$

Úhel sklonu válečků:  $\lambda = 20^\circ$

Hmotnost stolice:  $m_{ss} = 5 \text{ kg}$

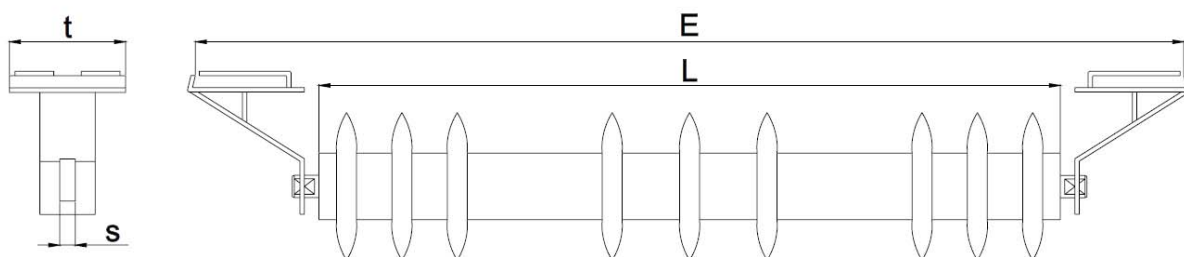
Počet stolic:  $n_{ss} = 8$

Rozteč stolic:  $a_s = 1 \text{ m}$

### Dolní větev

Z katalogu [13] firmy AMG – Karel Pícha, s.r.o. volím Držák spodního válečku

Označení výrobku: **DSV 500/Ø108/14**



Obr. 15 zdroj [13]

Šířka pásu:  $B = 500 \text{ mm}$

Délka válečků:  $L_d = 600 \text{ mm}$

Hmotnost stolice:  $m_d = 5,6 \text{ kg}$

Počet držáků:  $n_{dd} = 4$

Rozteč držáků:  $a_u = 2 \text{ m}$

## 3.2 Pohybové odpory pásového dopravníku

### 3.2.1 Hlavní odpory, $F_H$

Rotační odpory válečků v horní a dolní větvi vznikající třením v ložiskách a těsnění válečků.

**Hmotnost rotujících částí válečků na 1m horní větve dopravníku**

$$\begin{aligned}q_{Ro} &= \frac{m_{Rh} \cdot n_h}{L} + \frac{m_{Rs} \cdot n_s}{L} \\q_{Ro} &= \frac{3,2 \cdot 18}{10} + \frac{1,7 \cdot 16}{10} \\q_{Ro} &= 8,48 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}\end{aligned}\tag{14}$$

**Hmotnost rotujících částí válečků na 1m dolní větve dopravníku**

$$\begin{aligned}q_{Ru} &= \frac{m_{Rd} \cdot n_d}{L_d} \\q_{Ru} &= \frac{6,9 \cdot 4}{10} \\q_{Ru} &= 2,76 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}\end{aligned}\tag{15}$$

**Hmotnost dopravovaného materiálu na 1m délky dopravníku**

$$\begin{aligned}q_G &= \frac{I_V \cdot \rho}{v} \\q_G &= \frac{0,029 \cdot 1700}{1,5} \\q_G &= 32,87 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}\end{aligned}\tag{16}$$

**Hmotnost 1m pásu**

$$\begin{aligned}\text{Hmotnost } 1\text{m}^2 &= m_p = 10,92 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \\q_B &= m_p \cdot B \\q_B &= 10,92 \cdot 0,5 \\q_B &= 5,46 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}\end{aligned}\tag{17}$$

**Globální součinitel tření**

Dle [3] str. 153 volím  $f = 0,023$  pro provoz dopravníku nepřesně vyrobeného s nedostatečnou údržbou, který pracuje v nepříznivých podmínkách



### Hlavní odpory celkem

$$\begin{aligned}F_H &= f \cdot L \cdot g \cdot [q_{R_o} + q_{R_u} + (q_G + 2 \cdot q_B) \cdot \cos \delta] \\F_H &= 0,023 \cdot 10 \cdot 9,81 \cdot [8,48 + 2,76 + (32,87 + 2 \cdot 5,46) \cdot \cos 17,5] \\F_H &= 119,6 \text{ N}\end{aligned}\quad (18)$$

### 3.2.2 Vedlejší odpory, $F_N$

#### Odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování

Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu je  $v_0 = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

$$\begin{aligned}F_{bA} &= I_V \cdot \rho \cdot (v - v_0) \\F_{bA} &= 0,029 \cdot 1700 \cdot (1,5 - 0) \\F_{bA} &= 74 \text{ N}\end{aligned}\quad (19)$$

#### Odpor ohybu pásu na bubnech

Pro pásy s textilními vložkami:

$$\begin{aligned}F_1 &= 9 \cdot B \cdot \left( 140 + 0,01 \cdot \frac{F}{B} \right) \cdot \frac{d}{D} \\F_1 &= 9 \cdot 0,5 \cdot \left( 140 + 0,01 \cdot \frac{3000}{0,5} \right) \cdot \frac{0,0091}{0,32} \\F_1 &= 25,6 \text{ N}\end{aligned}\quad (20)$$

#### Odpor v ložiskách bubnu

$$\begin{aligned}F_t &= 0,005 \cdot \frac{d_0}{D} \cdot F_T \\F_t &= 0,005 \cdot \frac{0,04}{0,32} \cdot 3000 \\F_t &= 1,9 \text{ N}\end{aligned}\quad (21)$$

#### Vedlejší odpory celkem

$$\begin{aligned}F_N &= F_{bA} + F_1 + F_t \\F_N &= 74 + 25,6 + 1,9 \\F_N &= 101,5 \text{ N}\end{aligned}\quad (22)$$

### 3.2.3 Přídavné vedlejší odpory

#### Odpor čističe pásu

Dle [10] volím čelní stěrač s břity z karbidu wolframu CJ 1.1 výrobce AB Technology s.r.o.

### **Dotyková plocha mezi čističem pásu a pásem**

$$\begin{aligned}A_c &= B \cdot t \\A_c &= 0,5 \cdot 0,003 \\A_c &= 0,0015 \text{ m}^2\end{aligned}\tag{23}$$

Dle [1] str. 13 volím  $p = 50000 \text{ Pa}$ , součinitel tření mezi pásem a čističem pásu volím  $\mu_3 = 0,4$

$$\begin{aligned}F_r &= A_c \cdot p \cdot \mu_3 \\F_r &= 0,0015 \cdot 50000 \cdot 0,4 \\F_r &= 30 \text{ N}\end{aligned}\tag{24}$$

### **Přídavné vedlejší odpory celkem**

$$F_{s2} = F_r = 30 \text{ N}\tag{25}$$

#### **3.2.4 Odpor k překonání dopravní výšky, $F_{st}$**

$$\begin{aligned}F_{st} &= q_G \cdot H \cdot g \\F_{st} &= 32,87 \cdot 3 \cdot 9,81 \\F_{st} &= 967,4 \text{ N}\end{aligned}\tag{26}$$

### **3.3 Hnací síly a potřebný výkon**

#### **Obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu**

$$\begin{aligned}F_U &= F_H + F_N + F_{s2} + F_{st} \\F_U &= 119,6 + 101,5 + 30 + 967,4 \\F_U &= 1218,5 \text{ N}\end{aligned}\tag{27}$$

### **3.4 Návrh pohonu**

#### **Potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku**

$$\begin{aligned}P_A &= F_U \cdot v \\P_A &= 1218,5 \cdot 1,5 \\P_A &= 1827,8 \text{ W}\end{aligned}\tag{28}$$

#### **Potřebný provozní výkon poháněcího motoru**

Dle [1] str. 9 volím účinnost převodů  $\eta_1 = 0,9$

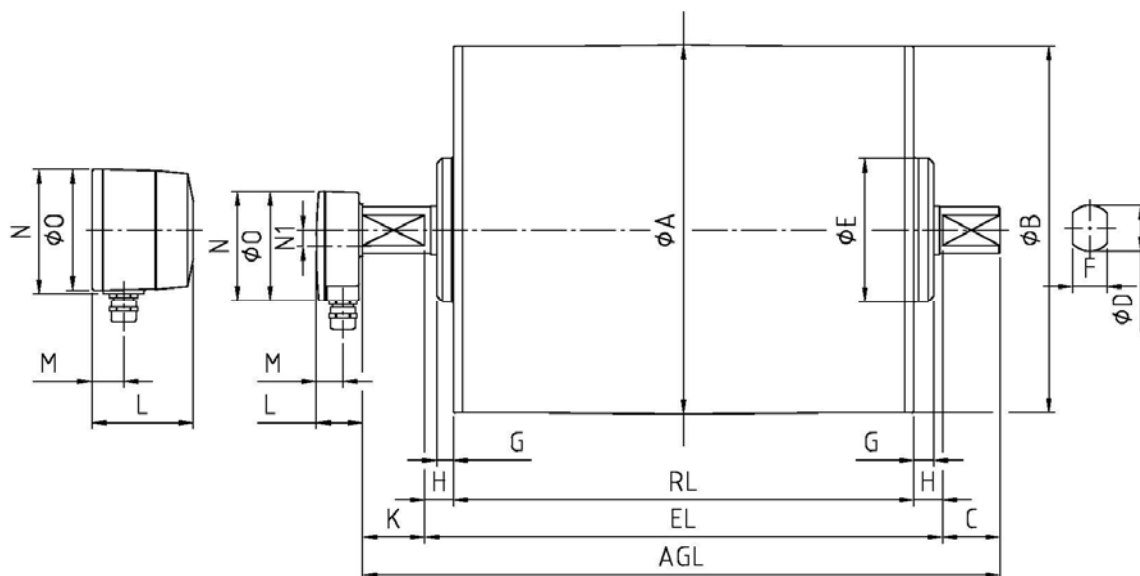
$$P_M = \frac{P_A}{\eta_1}$$

$$P_M = \frac{1827,8}{0,9}$$

$$P_M = 2030,9 \text{ W}$$
(29)

### Volba pohonu

Volím poháněcí elektrobuben RULMECA [15]  
**Motorized Pulley 320L, Ø 320 mm, 50 Hz**



Obr. 16 zdroj [15]

Typ: 320L

Výkon:  $P = 2,2 \text{ kW}$

Průměr bubnu:  $D = 321 \text{ mm}$

Šířka bubnu:  $L_B = 550 \text{ mm}$

## 3.5 Síly v pásu

### Přenos obvodové síly na poháněcím bubnu

Dle [1] str. 13, tab. 4. volím součinitel tření mezi poháněcími bubny a pryžovým pásem  $\mu = 0,37$  a úhel opásání poháněcího bubnu je  $180^\circ$  tedy  $\varphi = 3,14 \text{ rad}$

$$F_{2,\min} \geq F_{U,\max} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1}$$

$$F_{2,\min} \geq 1218,5 \cdot \frac{1}{e^{0,37 \cdot 3,14} - 1}$$

$$F_{2,\min} \geq 554,9 \text{ N}$$
(30)

### Omezení podle průvěsu pásu

Dle [1] str. 10 volím největší dovolený průvěs pásu  $(h/a)_{adm} = 0,015$

#### Horní (nosná) větev

$$\begin{aligned} F_{\min_N} &\geq \frac{a_0 \cdot (q_B + q_G) \cdot g}{8 \cdot (h/a)_{adm}} \\ F_{\min_N} &\geq \frac{1 \cdot (5,46 + 32,87) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,015} \\ F_{\min_N} &\geq 3133,5 \text{ N} \end{aligned} \quad (31)$$

#### Dolní (vratná) větev

$$\begin{aligned} F_{\min_V} &\geq \frac{a_u \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot (h/a)_{adm}} \\ F_{\min_V} &\geq \frac{2 \cdot 5,46 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,015} \\ F_{\min_V} &\geq 892,7 \text{ N} \end{aligned} \quad (32)$$

### Největší tahová síla v pásu

Dle [1] str. 10 volím součinitel rozběhu  $\xi = 1,6$

$$\begin{aligned} F_{\max} &\approx F_1 \approx F_U \cdot \xi \cdot \left( \frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1} + 1 \right) \\ F_{\max} &\approx 1218,5 \cdot 1,6 \cdot \left( \frac{1}{e^{0,37 \cdot 3,14} - 1} + 1 \right) \\ F_{\max} &\approx 2837,5 \text{ N} \end{aligned} \quad (33)$$

Nejmenší potřebná tahová síla v pásu je dána největším dovoleným průvěsem pásu  $F_{\min} = F_{\min_N} = 3133,5 \text{ N}$ .

## 3.6 Pevnostní výpočet napínáku

### Potřebný posuv napínacího zařízení

$$\begin{aligned} s &= 0,015 \cdot L \\ s &= 0,015 \cdot 10 \\ s &= 0,15 \text{ m} \end{aligned} \quad (34)$$

S ohledem na předpokládané provozní podmínky dopravního pásu volím dva šrouby napínáku dle [4] str. 410 ŠROUB M24x180 ISO 4017 – 4.6

Délka šroubu:  $l_s = 180 \text{ mm}$

Velký průměr závitu:  $d_s = 24 \text{ mm}$

Rozteč závitu:  $P_s = 3 \text{ mm}$

Střední průměr závitu:  $d_2 = 22,051 \text{ mm}$

Malý průměr závitu:  $d_3 = 20,319 \text{ mm}$

Malý průměr závitu matice:  $D_1 = 20,752 \text{ mm}$

Materiál šroubu: ocel 11 373

Modul pružnosti v tahu (tlaku):  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

Mez pevnosti v tahu:  $R_m = 340 \text{ MPa}$

Mez kluzu:  $R_e = 210 \text{ MPa}$

### 3.6.1 Kontrola šroubu na vzpěr

#### Plocha průřezu šroubu

$$\begin{aligned} S_s &= \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \\ S_s &= \frac{\pi \cdot 20,319^2}{4} \\ S_s &= 324,3 \text{ mm}^2 \end{aligned} \tag{35}$$

#### Kvadratický moment průřezu šroubu

$$\begin{aligned} J &= \frac{\pi \cdot d_3^4}{64} \\ J &= \frac{\pi \cdot 20,319^4}{64} \\ J &= 8367,2 \text{ mm}^4 \end{aligned} \tag{36}$$

#### Poloměr osového kvadratického momentu průřezu

$$\begin{aligned} i &= \sqrt{\frac{J}{S}} \\ i &= \sqrt{\frac{8367,2}{324,3}} \\ i &= 5 \text{ mm} \end{aligned} \tag{37}$$

#### Štíhlost prutu (šroubu)

$$\begin{aligned} \lambda_1 &= \frac{s}{i} \\ \lambda_1 &= \frac{150}{5} \\ \lambda_1 &= 30 \end{aligned} \tag{38}$$

### Mezní štíhlost prutu (šroubu)

Dle [5] str. 231 volím  $\alpha_s = \frac{\pi}{2}$

$$\begin{aligned}\lambda_M &= \alpha_s \cdot \sqrt{\frac{E}{R_e}} \\ \lambda_M &= \frac{\pi}{2} \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{210}} \\ \lambda_M &= 49,7\end{aligned}\tag{39}$$

Protože  $30 < 49,7 \Rightarrow \lambda_1 < \lambda_M$  rozhoduje vznik plastických deformací, a proto se šrouby kontrolují pouze na tlak.

### 3.6.2 Tlak v závitech

#### Průřez šroubu

$$\begin{aligned}A &= \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{d_3 + d_2}{2} \right)^2 \\ A &= \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{20,319 + 22,051}{2} \right)^2 \\ A &= 352,5 \text{ mm}^2\end{aligned}\tag{40}$$

#### Normálové napětí v tlaku

$$\begin{aligned}\sigma_d &= \frac{F_{\max}}{A} \\ \sigma_d &= \frac{3133,5}{352,5} \\ \sigma_d &= 8,9 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{41}$$

$$\sigma_D = 0,8 \cdot R_e = 0,8 \cdot 210 = 168 \text{ MPa}\tag{42}$$

$\sigma_d \leq \sigma_D \Rightarrow$  navržený šroub vyhovuje

#### Tlak v závitech

$$\begin{aligned}p_z &= \frac{4 \cdot F_{\min}}{\pi \cdot (d_s^2 - D_1^2) \cdot i} \\ p_z &= \frac{4 \cdot 3133,5}{\pi \cdot (24^2 - 20,752^2) \cdot 5} \\ p_z &= 5,5 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{43}$$

Materiál matice je ocel, proto dle [4] str. 398 je  $p_D = 50 \text{ MPa}$ .

$$p_z \leq p_D \Rightarrow \text{navržený šroub vyhovuje}$$

### 3.6.3 Pevnostní kontrola dopravního pásu

$$F_{dov} = \sigma_{dov} \cdot B$$

$$F_{dov} = 50 \cdot 500$$

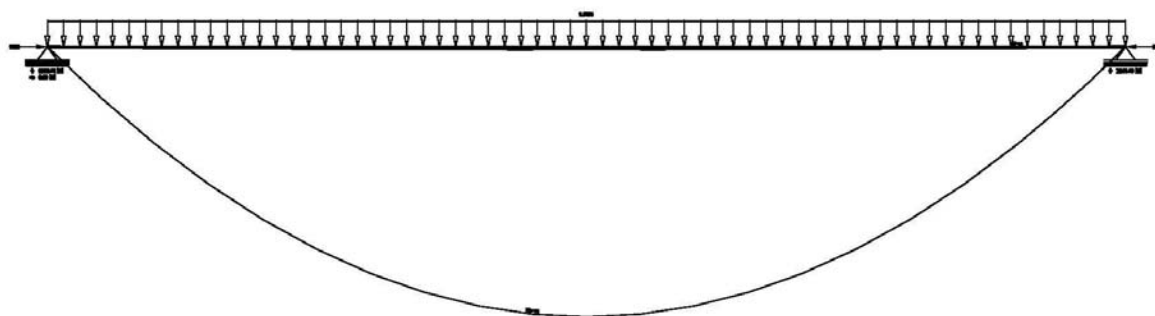
$$F_{dov} = 25000 \text{ N}$$

$$F_{dov} \geq F_{\max} \Rightarrow \text{navržený pás vyhovuje}$$

(44)

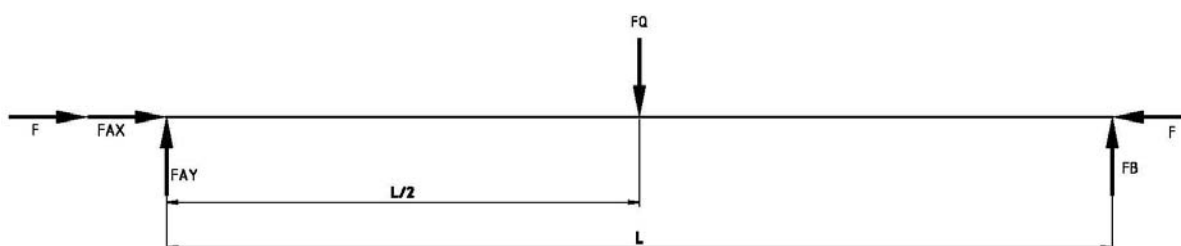
## 3.7 Pevnostní výpočet nosné konstrukce

Konstrukce pásového dopravníku je zatížena lineární silou, která je součtem váhy dopravovaného materiálu, válečkových stolic, válečků a samotného pásu. Celá konstrukce je zároveň zatížena silou, která je nutná pro správné napnutí pásu. Pro zjednodušený výpočet uvažuji nejhorší možný způsob namáhání konstrukce, který by mohl nastat při manipulaci s dopravníkem. V programu AutoCAD jsem nasimuloval popsanou situaci a provedl kontrolní výpočet. Pro zjednodušený výpočet uvažuji konstrukci jako příčný prut. Prut je vázán staticky určitě. Výsledné stykové síly určím z podmínky statické rovnováhy uvolněného prutu.



Obr. 17

### Určení výsledných stykových sil



Obr. 18

$$\sum F_x = 0 : F_{\max} + F_{Ax} - F_{\max} = 0$$

$$\sum F_y = 0 : F_{Ay} - F_Q + F_B = 0$$

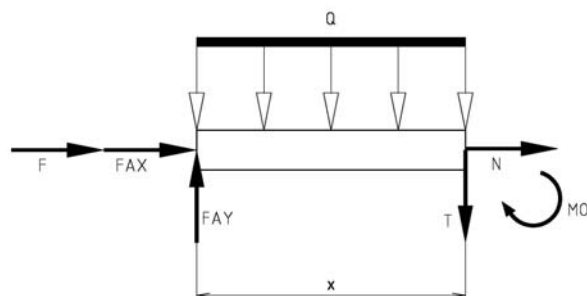
$$\sum M_o = 0 : L \cdot F_B - F_Q \cdot \frac{L}{2} = 0$$

(45)

Po úpravě a dosazení

$$\begin{aligned}
 F_{Ax} &= 0 \text{ N} \\
 F_{Ay} &= 3368 \text{ N} \\
 F_B &= 3368 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{46}$$

### Výsledné vnitřní účinky



Obr. 19

Kde  $x \in (0, L)$ , po úpravách

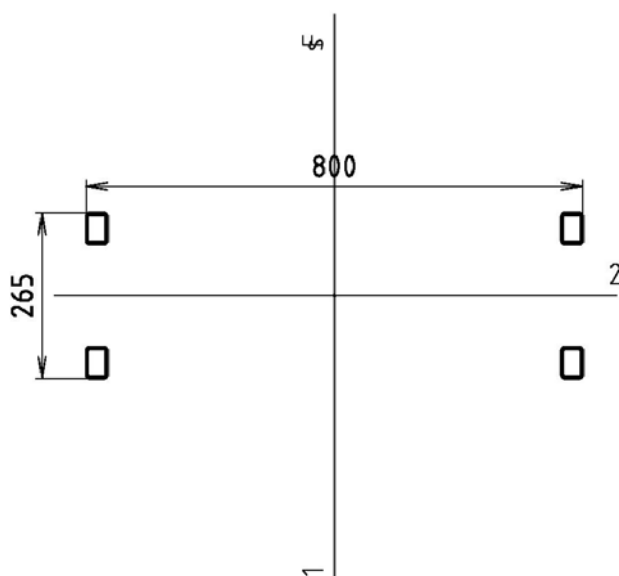
$$\begin{aligned}
 N_{(x)} &= -F_{\max} - F_{Ax} \\
 T_{(x)} &= F_{Ay} - q \cdot x \\
 M_{o(x)} &= \frac{x^2}{2} \cdot q - F_{Ay} \cdot x
 \end{aligned}
 \tag{47}$$

### Určení napětí

Prut je zatížen na ohyb a současně na tlak. Výsledné napětí je součtem dvou jmenovaných.

**Maximální ohybové napětí** vzniká v místě  $x = \frac{L}{2}$ , kvadratický moment průřezu jsem spočítal pomocí programu AutoCAD.

$I_1$ [mm <sup>4</sup> ]	264163000
$I_2$ [mm <sup>4</sup> ]	21418800
$S_c$ [mm]	132.5
$S_t$ [mm]	132.5
$A$ [mm <sup>2</sup> ]	1803.292



Obr. 20



$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{I_2}{S_t}}$$

$$\sigma_o = \frac{8420}{\frac{21,4188}{0,1325}}$$

$$\sigma_o = 52,1 \text{ Mpa}$$
(48)

### Normálové napětí

$$\sigma_N = \frac{N}{A} = \frac{F}{A}$$

$$\sigma_N = \frac{3133}{1803,3}$$

$$\sigma_N = 1,7 \text{ Mpa}$$
(49)

### Celkové napětí

$$\sigma = \sigma_N + \sigma_o$$

$$\sigma = 52,1 + 1,7$$

$$\sigma = 53,8 \text{ Mpa}$$
(50)

### Bezpečnost vzhledem k MS pružnosti

$$K = \frac{R_e}{\sigma}$$

$$K = \frac{210}{53,8}$$

$$K = 3,9$$
(51)

Moment setrvačnosti	I1	[mm <sup>4</sup> ]	264163000
Moment setrvačnosti	I2	[mm <sup>4</sup> ]	21418800
Moment setrvačnosti	Ieff	[mm <sup>4</sup> ]	21418800
Max. poloměr setrvačnosti		[mm]	132.5
Koeficient bezpečnosti			3.9015
Mez průtažnosti		[N/mm <sup>2</sup> ]	210
Modul pružnosti E		[N/mm <sup>2</sup> ]	210000
Materiál			11373
Max. průhyb	S1	[mm]	19.49963
Max. ohybový moment	Mb1	[Nm]	8420
Max. průhyb	S2	[mm]	0
Max. ohybový moment	Mb2	[Nm]	0
Max. napětí	Res.	[N/mm <sup>2</sup> ]	53.824
Max. průhyb	Sres	[mm]	19.49963
Max. ohybový moment	Mbres	[Nm]	8420
Měřítko průhyb. čáry			1:1
Měřítko pro čáru ohyb.momentu			1:3.37

Obr. 21

Pro kontrolu jsem provedl výpočet v AutoCADu a vypočtená napětí se shodují, bezpečnost 3,9 je dostačující.

## **4 Závěr**

Podle zadaných parametrů jsem zpracoval potřebný výpočet šikmého pásového dopravníku pro přepravu drobného kameniva. S ohledem na dostupnost, případně i cenu jsem vybral nejvýhodnější komponenty, kterými jsem pásový dopravník osadil. V příloze jsou připojeny výkresy sestavení dopravníku a napínacího zařízení. Napínací zařízení jsem navrhoval dle vlastních dosavadních znalostí a zkušeností. Při návrhu jsem neobjevil žádné závažné komplikace, které by zabránili případné výrobě transportéru.

V dnešní době je pásový dopravník velmi ekonomický způsob dopravy materiálu. Tuto skutečnost jsem v mém návrhu také zohlednil, a proto by měl mít navrhnutý dopravník universální použití.

## 5 Seznam použitých zdrojů

### Použitá literatura

- [1] ČSN ISO 5048. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů - Pásové dopravníky s nosnými válečky - Výpočet výkonu a tahových sil*. Praha: Český normalizační institut, 1993. 15 s. ISSN 1998-09-15.
- [2] GAJDŮŠEK, Jaroslav; ŠKOPÁN, Miroslav. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. První. Vysoké učení technické v Brně: Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1988. 277 s. ISBN 55-517-88.
- [3] ŠTROFFEK, Eduard, et al. *Dopravné pásy v priemysle*. I. vydanie. Košice: Štrofek, 1995. 204 s. ISBN 80-967325-0-1.
- [4] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky: Pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. Čtvrté doplněné vydání. Úvaly: ALBRA - pedagogické nakladatelství, 2008. 916 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [5] JANÍČEK, Přemysl, et al. *Mechanika těles: Pružnost a pevnost I*. Třetí přepracované vydání. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2004. 287 s. ISBN 80-214-2592-X.

### Internetové zdroje

- [6] *Delta Rubber: Products* [online]. c2001 [cit. 2011-04-05]. Products. Dostupné z WWW: <<http://www.daltonrubber.com/products.htm>>.
- [7] *AMG Karel Pícha s.r.o.* [online]. 2011 [cit. 2011-04-05]. Válečky hladké. Dostupné z WWW: <<http://www.amgpicha.cz/valecky-ocelove/hladke/>>.
- [8] *Komponenty pro logistiku, manipulační a transportní techniku | Válečky a soustavy pro pásové dopravníky | ROLLCONTECH s.r.o.* [online]. c2010 [cit. 2011-04-05]. Válečky a soustavy pro pásové dopravníky. Dostupné z WWW: <<http://www.rollcontech.cz/83-valecky-a-soustavy-pro-pasove-dopravniky.html>>.
- [9] *Van der Graaf Drum Motor - A & M Today* [online]. c2011 [cit. 2011-04-05]. Van der Graaf Drum Motor. Dostupné z WWW: <<http://www.aggregatesandminingtoday.com/van-der-graaf-drum-motor,2009-9,674,0,84,featured-product.aspx>>.
- [10] *AB Technology s.r.o. | dopravní pásy | dopravníky* [online]. c2008 [cit. 2011-04-05]. CJ 1.1. Dostupné z WWW: <<http://www.abtech-cz.cz/album/fotogalerie-cj-1-1/cj-1-1-jpg/>>.
- [11] *AB Technology s.r.o. | dopravní pásy | dopravníky* [online]. c2008 [cit. 2011-04-05]. Dopravníky. Dostupné z WWW: <[http://www.abtech-cz.cz/dopravniky/photogallerycbm\\_731510/9/](http://www.abtech-cz.cz/dopravniky/photogallerycbm_731510/9/)>.
- [12] *Stomil CZ s.r.o. - prodejce výrobků z pryže a polotovarů z plastických hmot: Katalog dopravníkových válečků* [online]. c2006 [cit. 2011-04-05]. Dopravníkové válečky. Dostupné z WWW: <[http://www.stomil.cz/Sort\\_Pasy\\_1\\_1.aspx](http://www.stomil.cz/Sort_Pasy_1_1.aspx)>.
- [13] *Pražce - AMG Karel Pícha s.r.o. : Technické listy* [online]. 2011 [cit. 2011-04-05]. Pražce. Dostupné z WWW: <<http://www.amgpicha.cz/prazce/prazce/>>.
- [14] *STZ-servis - dopravní pásy pryžotextilní* [online]. 2011 [cit. 2011-05-02]. Dopravní pásy pryžotextilní. Dostupné z WWW: <<http://www.stzservis.cz/cz/dopravni-pasy/dopravni-pasy-pryzotextilni-hmotnost-kostry.php>>.

[15] *Motorized pulley motorised pulley drum motor: RULMECA* [online]. 2011 [cit. 2011-04-05]. Motorized Pulleys 320L, 320M & 320H Ø 320 mm. Dostupné z WWW: <[http://www.rulmeca.com/modules\\_cms/prcatpage.php?cc=3&pc=30](http://www.rulmeca.com/modules_cms/prcatpage.php?cc=3&pc=30)>.

## 6 Seznam použitých symbolů

označení	Název	jednotka
A	Průřez šroubu	m <sup>2</sup>
$a_0$	rozteč horních stolic	m
$A_c$	Dotyková plocha mezi čističem pásu a pásem	m <sup>2</sup>
$a_s$	rozteč stolic pro strážní válečky	m
$a_u$	rozteč dolních držáků	m
B	Šířka dopravního pásu	m
b	Využitelná ložná šířka pásu	m
d	Tloušťka pásu	m
D	Průměr hnacího bubnu	m
$d_0$	Průměr hřídele v ložisku	m
$D_1$	Malý průměr závitu matice	m
$d_2$	Střední průměr závitu	m
$d_3$	Malý průměr závitu	m
$d_d$	Tloušťka dolní krycí vrstvy	m
$d_h$	Tloušťka horní krycí vrstvy	m
$d_k$	Tloušťka kostry	m
$d_s$	Velký průměr závitu šroubu	m
E	Modul pružnosti v tahu (tlaku)	Mpa
f	Globální součinitel tření	-
F	Průměrný tah v pásu na bubnu	N
$F_{2,min}$	Tahová síla v pásu	N
$F_{AX}$	Reakce v bodě A, ve směru osy x	N
$F_{AY}$	Reakce v bodě A, ve směru osy y	N
$F_{bA}$	Odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování	N
$F_B$	Reakce v bodě B	N
$F_{dov}$	Dovolená tahová síla v pásu	N
$F_H$	Hlavní odpory	N
$F_I$	Odpor ohybu pásu v bubnech	N
$F_{max}$	Největší tahová síla v pásu	N
$F_{min}$	Nejmenší potřebná tahová síla v pásu	N
$F_{minN}$	Omezení podle průvěsu pásu v horní větvi	N
$F_{minV}$	Omezení podle průvěsu pásu ve spodní větvi	N
$F_N$	Vedlejší odpory	N
$F_Q$	Síla ekvivalentní liniovému zatížení	N

$F_r$	Odpor čistčů pásu	N
$F_{s2}$	Přídavné vedlejší odpory	N
$F_{St}$	Odpor k překonání dopravní výšky	N
$F_T$	Vektorový součet tahů v pásu	N
$F_t$	Odpor v ložiskách bubnu	N
$F_U$	Obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu	N
$F_U$	Obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu	N
$g$	gravitační zrychlení	$m/s^2$
$H$	Dopravní výška	m
$H_s$	Výška horní stolice	m
$i$	Poloměr osového kvadratického momentu průřezu	m
$I_2$	Kvadratický moment průřezu	$m^4$
$I_m$	Hmotnostní dopravní výkon	kg/h
$I_v$	Objemový dopravní výkon	$m^3/s$
$J$	Kvadratický moment průřezu šroubu	$m^4$
$k$	Součinitel sklonu	-
$K$	Bezpečnost vzhledem k MS pružnosti	-
$k_1$	Součinitel korekce vrchlíku náplně	-
$L$	Dopravní délka	m
$L_B$	Šířka hnacího bubnu	m
$L_d$	délka dolního válečku	m
$L_h$	délka horního válečku	m
$L_s$	délka strážního válečku	m
$L_{sv}$	Výška stolice pro strážní váleček	m
$l_s$	Délka šroubu	m
$m_{cd}$	celková hmotnost dolního válečku	kg
$m_{cs}$	celková hmotnost strážního válečku	kg
$m_d$	Hmotnost spodního držáku	kg
$m_{ch}$	celková hmotnost horního válečku	kg
$M_{o(x)}$	VVÚ ohybového momentu	N.m
$m_p$	Hmotnost 1m <sup>2</sup> pásu	kg
$m_{Rd}$	Hmotnost rotujících částí dolního válečku	kg
$m_{Rh}$	Hmotnost rotujících částí horního válečku	kg
$m_{Rs}$	Hmotnost rotujících částí strážního válečku	kg
$m_s$	Hmotnost horní stolice	kg
$m_{ss}$	Hmotnost stolice pro strážní váleček	kg
$N_{(x)}$	VVÚ ve směru normály	N
$n_d$	počet válečků v dolní větvi	-
$n_{dd}$	počet držáků	-
$n_h$	počet válečků v horní větvi	-
$n_{hs}$	počet horních stolic	-
$n_s$	počet strážních válečků	-

$n_{ss}$	počet stolic pro strážní válečky	-
$p$	Tlak mezi čističem pásu a pásem	MPa
$P$	Výkon hnacího bubnu	kW
$P_A$	Potřebný provozní výkon pásového dopravníku	kW
$p_D$	Dovolený tlak v závitech napínacího šroubu	MPa
$P_M$	Potřebný provozní výkon poháněcího motoru	kW
$P_s$	Rozteč závitů	m
$P_z$	Tlak v závitech napínacího šroubu	MPa
$q_B$	Hmotnost 1m pásu	kg/m
$q_G$	Hmotnost dopravovaného materiálu na 1m délky dopravníku	kg/m
$q_{Ro}$	Hmotnost rotujících částí válečků na 1m horní větve dopravníku	kg/m
$q_{Ru}$	Hmotnost rotujících částí válečků na 1m dolní větve dopravníku	kg/m
$R_e$	Mez kluzu	MPa
$R_m$	Mez pevnosti v tahu	MPa
$S$	Skutečný průřez náplně pásu	m <sup>2</sup>
$s$	Potřebný posuv napínacího zařízení	m
$S_1$	Průřez vrchlíku náplně pásu	m <sup>2</sup>
$S_2$	Průřez dolní náplně pásu	m <sup>2</sup>
$S_s$	Plocha průřezu šroubu	m <sup>2</sup>
$s_t$	Vzdálenost extrémní hodnoty napětí od osy symetrie průřezu	m
$t$	šířka dotykové plochy čističe pásu	m
$T_{(x)}$	VVÚ ve tečném směru	N
$v$	Jmenovitá rychlost pásu	m/s
$V_p$	objem pásu	m <sup>3</sup>
$\alpha$	sypný úhel	°
$\delta$	Sklon dopravníku	°
$\eta_1$	Účinnost převodů	-
$\theta$	Dynamický sypný úhel	°
$\lambda$	Úhel sklonu bočních válečků horní stolice	°
$\lambda_1$	Štíhlost prutu (šroubu)	-
$\lambda_M$	Mezní štíhlost prutu (šroubu)	-
$\mu$	Součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem	-
$\mu_3$	Součinitel tření mezi pásem a čističem pásu	-
$\xi$	Součinitel rozběhu	-
$\rho$	objemová sypná hmotnost	kg/m <sup>3</sup>
$\rho_g$	Hustota gumy	kg/m <sup>3</sup>
$\sigma$	Celkové napětí	MPa
$\sigma_d$	Normálové napětí v tlaku	MPa
$\sigma_D$	Dovolené namáhání napínacího šroubu v tlaku	MPa
$\sigma_{dov}$	Dovolené namáhání pásu v tahu	MPa

$\sigma_N$	Normálové napětí	MPa
$\sigma_o$	Ohybové napětí	MPa
$\sigma_t$	Pevnost pásu v tahu	MPa

## 7 Seznam příloh

### Výkresová dokumentace

Sestava pásového dopravníku	<b>0-01-10/11</b>
Seznam položek	<b>4-02-10/11</b>
Držák hnacího zařízení	<b>2-03-10/11</b>
Napínací zařízení	<b>2-04-10/11</b>